

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 2 月 1 7 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 6 5 5 8 4
Application Number:

[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 3 6 5 5 8 4]

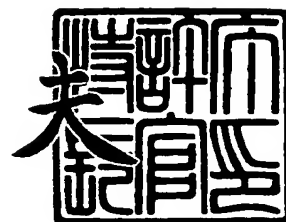
出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s):



2 0 0 3 年 9 月 1 0 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 7 4 1 4 3

【書類名】 特許願

【整理番号】 1025030

【提出日】 平成14年12月17日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 F02D 45/00

【発明の名称】 内燃機関の吸入空気量推定装置

【請求項の数】 4

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 武藤 晴文

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 小林 大介

【特許出願人】

 【識別番号】 000003207

 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100077517

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 石田 敬

 【電話番号】 03-5470-1900

【選任した代理人】

 【識別番号】 100092624

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 鶴田 準一

【選任した代理人】

 【識別番号】 100082898

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 西山 雅也

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0211566

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸入空気量推定装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 バルブタイミングが少なくとも第一バルブタイミングと第二バルブタイミングとの二段階に可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、前記第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力と気筒内への吸入ガス量に相当する吸入ガス量相当値との間の第一関係式と、前記第二バルブタイミングの場合における前記吸気管圧力と前記吸入ガス量相当値との間の第二関係式とを有し、第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力に基づく特定開度の前記制御弁を通過する再循環排気ガス量の相当値を機関定常時における気筒内への吸入排気ガス量に相当する吸入排気ガス量相当値として算出し、前記吸入排気ガス量相当値に基づき前記第一関係式を使用して前記第一バルブタイミングの場合における前記制御弁が前記特定開度の時の前記吸入空気量を算出し、前記吸気管圧力に基づく前記特定開度における前記吸入排気ガス量相当値はバルブタイミングに係らずに同じであるとして、前記吸入排気ガス量相当値に基づき前記第二関係式を使用して前記第二バルブタイミングの場合における前記制御弁が前記特定開度の時の吸入空気量を算出することを特徴とする内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項2】 機関過渡時には、前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が遅れて気筒内へ吸入されることを考慮し、前記再循環排気ガス量の相当値を前記吸入排気ガス量相当値に補正して前記吸入空気量の算出に使用することを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項3】 バルブタイミングが可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、機関定常時には吸気管圧力に基づく前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が気筒内への吸入排気ガス量となるとし、機関定常時における吸気管圧力 P_m と吸入空気量相当値 K_L との関係式を、第1係数 e と、第2係数 g と、第3係数 r とを使用して、 $K_L = e(P_m - g) + r$ により近似し、前記第1

係数 e と前記第 3 係数 r とが機関回転数と前記バルブタイミングと前記制御弁の開度とに応じて予め定められており、前記第 2 係数 g が前記機関回転数と前記バルブタイミングと前記制御弁の開度のうちの少なくとも前記機関回転数に応じて予め定められており、対応する前記第 1 係数 e と前記第 2 係数 g と前記第 3 係数 r とに基づく前記関係式を使用して吸入空気量を算出することを特徴とする内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 4】 機関過渡時には、前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が遅れて気筒内へ吸入されることを考慮して、前記関係式を使用して算出された前記制御弁を通過する再循環排気ガス量の相当値を前記吸入排気ガス量の相当値に補正して前記吸入空気量の算出に使用することを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の吸入空気量推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

空燃比制御を実施するために、気筒内へ供給された吸入空気量を把握することが必要となる。吸気空気量は、スロットル弁下流側の吸気管の圧力に応じて変化することが解かっており、従来においては、吸入空気量が吸気管圧力の一次式により近似され算出されている。また、吸気管圧力の一次式による近似において、可変バルブタイミング機構によってバルブオーバーラップを発生させた時には、吸気行程において吸気管へ気筒内の排気ガスが逆流するために吸入空気量が減少することが考慮され、さらに、吸気管圧力が所定値以上となる時には排気ガスの逆流が起こり難くなり、吸入空気量の減少分が少なくなることも考慮されている（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

すなわち、吸入空気量は、吸気管圧力に基づき、バルブオーバーラップの有無によって異なる一次式を使用して算出され、バルブオーバーラップ有りの場合に

は、吸気管圧力が所定値となる時を境として連続する二つの一次式を使用して算出されている。

【0004】

【特許文献1】

特開 2002-180877号公報（段落番号0031-0045、図3）

【特許文献2】

特開 2001-41095号公報

【特許文献3】

特開 2002-147279号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

前述の従来技術により、吸気管内へスロットル弁を介して新気だけが流入する場合には、バルブオーバーラップの有無が考慮されて、吸気管圧力に基づき吸入空気量を算出することができる。しかしながら、吸気管内へは、一般的に、排気再循環通路の制御弁を介して機関排気系からの排気ガスも流入しており、このような場合には、前述の従来技術によって吸気管圧力に基づき気筒内への吸入ガス量（新気及び再循環排気ガス）は算出することはできても、所望空燃比を実現するのに必要な気筒内への吸入空気量、すなわち、吸入新気量を算出することはできない。

【0006】

従って、本発明の目的は、バルブタイミングが少なくとも二段階に可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、吸気管圧力に基づいて吸入空気量の推定を可能とすることである。

【0007】

【課題を解決するための手段】

本発明による請求項1に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置は、バルブタイミングが少なくとも第一バルブタイミングと第二バルブタイミングとの二段階に

可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、前記第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力と気筒内への吸入ガス量に相当する吸入ガス量相当値との間の第一関係式と、前記第二バルブタイミングの場合における前記吸気管圧力と前記吸入ガス量相当値との間の第二関係式とを有し、第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力に基づく特定開度の前記制御弁を通過する再循環排気ガス量の相当値を機関定常時における気筒内への吸入排気ガス量に相当する吸入排気ガス量相当値として算出し、前記吸入排気ガス量相当値に基づき前記第一関係式を使用して前記第一バルブタイミングの場合における前記制御弁が前記特定開度の時の前記吸入空気量を算出し、前記吸気管圧力に基づく前記特定開度における前記吸入排気ガス量相当値はバルブタイミングに係らずに同じであるとして、前記吸入排気ガス量相当値に基づき前記第二関係式を使用して前記第二バルブタイミングの場合における前記制御弁が前記特定開度の時の吸入空気量を算出することを特徴とする。

【0008】

また、本発明による請求項2に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置は、請求項1に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置において、機関過渡時には、前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が遅れて気筒内へ吸入されることを考慮し、前記再循環排気ガス量の相当値を前記吸入排気ガス量相当値に補正して前記吸入空気量の算出に使用することを特徴とする。

【0009】

また、本発明による請求項3に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置は、バルブタイミングが可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、機関定常時には吸気管圧力に基づく前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が気筒内への吸入排気ガス量となるとし、機関定常時における吸気管圧力 P_m と吸入空気量相当値 K_L との関係式を、第1係数 e と、第2係数 g と、第3係数 r とを使用して、 $K_L = e(P_m - g) + r$ により近似し、前記第1係数 e と前記第3係数 r とが機関回転数と前記バルブタイミングと前記制御弁の開度とに応じて予め定め

られており、前記第 2 係数 g が前記機関回転数と前記バルブタイミングと前記制御弁の開度のうちの少なくとも前記機関回転数に応じて予め定められており、対応する前記第 1 係数 e と前記第 2 係数 g と前記第 3 係数 r とに基づく前記関係式を使用して吸入空気量を算出することを特徴とする。

【0010】

また、本発明による請求項 4 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置は、請求項 3 に記載の内燃機関の吸入空気推定装置において、機関過渡時には、前記制御弁を通過する再循環排気ガス量が遅れて気筒内へ吸入されることを考慮して、前記関係式を使用して算出された前記制御弁を通過する再循環排気ガス量の相当値を前記吸入排気ガス量の相当値に補正して前記吸入空気量の算出に使用することを特徴とする。

【0011】

【発明の実施の形態】

図 1 は、本発明による吸気量推定装置が取り付けられる内燃機関を示す概略図である。同図において、1 は機関本体であり、2 は各気筒共通のサージタンクである。3 はサージタンク 2 と各気筒とを連通する吸気枝管であり、4 はサージタンク 2 の上流側の吸気通路である。各吸気枝管 3 には燃料噴射弁 5 が配置され、吸気通路 4 におけるサージタンク 2 の直上流側にはスロットル弁 6 が配置されている。スロットル弁 6 は、アクセルペダルに連動するものではなく、ステップモータ等の駆動装置によって自由に開度設定可能なものである。しかしながら、これは本発明を限定するものではなく、スロットル弁 6 はアクセルペダルと機械的に連動するものでも良い。7 は吸気通路 4 のスロットル弁 6 より上流側の吸気流量を検出するエアフローメータである。機関本体 1 において、8 は吸気弁、9 は排気弁、10 はピストン、11 は点火プラグである。吸気弁 8 の開弁時期及び排気弁 9 の閉弁時期の少なくとも一方は、可変バルブタイミング機構によって可変とされ、それにより、機関回転数及び機関負荷等により定まる機関運転状態毎に最適なバルブタイミングが実現されるようになっている。

【0012】

12 は機関排気系であり、13 は機関排気系における各気筒の排気集合部下流

側と各気筒の吸気枝管 3 とを連通する排気再循環通路である。排気再循環通路 13 を介して排気ガスを気筒内へ供給することにより、燃焼温度を低下させて NO_x 発生量の抑制が可能となる。再循環排気ガス量を増加するほど NO_x 発生量を抑制することができるが、その一方で機関出力が大幅に低下することとなり、排気再循環通路 13 には制御弁 14 が配置され、制御弁 14 により再循環排気ガス量が制御される。制御弁 14 の開度は、機関回転数及び機関負荷等により定まる機関運転状態毎に設定されている。ここで、スロットル弁 6 及び制御弁 14 の下流側の機関吸気系（サージタンク 2、排気再循環通路 13 の一部、及び吸気枝管 3）を吸気管と称し、吸気管の容積を吸気管容積と称する。

【0013】

内燃機関 1 における燃焼空燃比を、例えば、理論空燃比等の所望空燃比にするためには、機関過渡時を含めて気筒内へ流入した吸入空気量を正確に推定することが必要とされる。エアフローメータ 7 は、機関定常時においては、比較的正確に吸入空気量を測定することができる。しかしながら、機関過渡時においては、急激に変化する吸入空気量に対してエアフローメータ 7 の出力が直ぐに応答せず、正確な吸入空気量の測定は不可能である。

【0014】

本吸入空気量推定装置は、機関過渡時においても、正確な吸入空気量を把握することを可能とするために、機関吸気系をモデル化して吸入空気量を推定するようになっている。

【0015】

先ず、スロットル弁 6 をモデル化することにより、吸気がスロットル弁 6 を通過する際のエネルギー保存則、運動量保存則、及び、状態方程式を使用して、今回のスロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ (g/sec) が、次式 (1) によって表される。以下の式を含めて、スロットル弁通過空気量等の変数の添え字 (i) は今回を示し、(i-1) は前回を示している。

【数 1】

$$m_{t(i)} = \mu_{l(i)} \cdot A_{t(i)} \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi(P_{m(i)}/P_a) \quad \dots(1)$$

【0016】

ここで、 $\mu_{l(i)}$ は流量係数であり、 $A_{t(i)}$ はスロットル弁6の開口面積 (m^3) である。もちろん、機関吸気系にアイドルスピードコントロールバルブ (ISC弁) が設けられている時には、 $A_{t(i)}$ には、ISC弁の開口面積が加えられる。流量係数及びスロットル弁の開口面積は、それぞれがスロットル弁開度 $T_{A(i)}$ (度) の関数となっており、図2及び3には、それぞれのスロットル弁開度 T_A に対するマップが図示されている。Rは気体定数であり、 T_a はスロットル弁上流側の吸気温度 (K) であり、 P_a はスロットル弁上流側の吸気通路圧力 (kPa) であり、 $P_{m(i)}$ はスロットル弁下流側の吸気管圧力 (kPa) である。また、関数 $\Phi(P_{m(i)}/P_a)$ は、比熱比 κ を使用して次式 (2) によって表されるものであり、図4には P_m/P_a に対するマップが図示されている。

【数 2】

$$\frac{P_{m(i)}}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \text{ の場合}$$

$$\Phi(P_{m(i)}/P_a) = \sqrt{\frac{\kappa}{2 \cdot (\kappa+1)}}$$

...(2)

$$\frac{P_{m(i)}}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \text{ の場合}$$

$$\Phi(P_{m(i)}/P_a) = \sqrt{\left\{ \frac{\kappa-1}{2 \cdot \kappa} \cdot \left(1 - \frac{P_{m(i)}}{P_a} \right) + \frac{P_{m(i)}}{P_a} \right\} \cdot \left(1 - \frac{P_{m(i)}}{P_a} \right)}$$

【0017】

図 1 に示す内燃機関において、吸気管には、スロットル弁 6 を通過する空気だけでなく、排気再循環通路 13 の制御弁 14 を介して、機関排気系 12 から排気ガスも流入する。それにより、次いで、制御弁 14 をモデル化する。排気ガスが制御弁 14 を通過する際のエネルギー保存則、運動量保存則、及び、状態方程式を使用して、今回の制御弁通過排気ガス量 $megr(i)$ (g/sec) が、スロットル弁通過空気量と同様に、次式 (3) によって表される。

【数 3】

$$megr(i) = \mu_{2(i)} \cdot Ae(i) \cdot \frac{Pe}{\sqrt{R \cdot Te}} \cdot \Phi(Pm(i)/Pe) \quad \dots(3)$$

【0018】

ここで、 $\mu_{2(i)}$ は流量係数であり、 $Ae(i)$ は制御弁 14 の開口面積 (m^2) である。流量係数及び制御弁の開口面積は、それぞれが制御弁開度 $EA(i)$ (度) の関数となっており、図 2 及び 3 と同様に、それぞれの制御弁開度 EA に対してマップ化されている。R は気体定数であり、 Te は制御弁上流側の排気ガス温度 (K) であり、 Pe は制御弁上流側の排気圧力 (kPa) であり、 $Pm(i)$ は制御弁下流側の吸気管圧力 (kPa) である。また、関数 $\Phi(Pm(i)/Pe)$ は、式 (2) において吸気通路圧力 Pa を排気圧力 Pe に置き換えたものである。

【0019】

式 (3) の右辺において、関数 $\Phi(Pm(i)/Pe)$ 以外の部分を、制御弁開度 EA の関数 B として置き換えると、次式 (4) を得ることができる。すなわち、制御弁通過排気ガス量 $megr$ は、任意の制御弁開度において、関数 $\Phi(Pm(i)/Pe)$ によってのみ変化するものとして置き換えることができる。吸入空気量が少ない領域では、排気圧力 Pe は大気圧 Pa にほぼ等しく、また、吸入空気量が多い領域では、吸入空気量の増加に応じて排気圧力 Pe が上昇する。ここで、吸入空気量と吸気管圧力 Pm とは比例関係にあるために、制御弁開度が定まれば、制御弁通過排気ガス量 $megr$ は、機関回転数毎に、図 5 に示すような吸気管圧力 P

mの連続する二つの一次式によって近似することができる。

【数 4】

$$\text{megr}_{(i)} \cong B \cdot \Phi (P_{m(i)}/P_e) \quad \dots(4)$$

【0020】

次いで、吸気弁をモデル化する。吸気管から気筒内へ供給される吸入ガス量 m_c (g/sec) は、吸気管圧力 P_m の一次式により近似することができる。図6は、機関運転状態に応じたバルブタイミングにおいて、バルブオーバーラップ量がゼロ又は小さく、バルブオーバーラップ時に気筒内から吸気管へ排気ガスが逆流しない場合を示している。図6における実線L11は、吸気管へ制御弁を介して排気ガスが流入しない時、すなわち、制御弁開度が0度で吸気管内は空気により満たされている時である。これに対して、実線L12は、制御弁開度がEA1であり、制御弁14を介して排気ガスが吸気管へ流入している時である。制御弁14を通過する排気ガス量は、機関定常時において、吸気管から気筒内への吸入排気ガス量と等しい。すなわち、機関定常時には、制御弁開度に応じて、吸入排気ガス量が図5に示すと同様に吸気管圧力により一次的に変化する。こうして、吸入排気ガス量を考慮すれば、制御弁開度EA1の時の吸気管圧力 P_m に対する機関定常時の吸入空気量 K_L を実線L12のように予め設定することができる。

【0021】

図6の実線L13は、制御弁開度がEA1より大きなEA2の時の吸気管圧力 P_m に対する機関定常時の吸入空気量 K_L を示し、気筒内への吸入排気ガス量が全体的に増加することを考慮して、前述同様に設定されている。図6においては省略されているが、吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L との関係式は、制御弁14の開度毎に設定されている。実際的には、次式(5)の形で本吸入空気量推定装置に記憶されている。

$$K_L = e (P_m - g) + r \quad \dots (5)$$

機関定常時の吸入空気量 K_L は、同じ吸気管圧力に対して機関回転数に応じて

変化するために、式（５）において、第１係数 e 、第２係数 g 、及び、第３係数 r は、バルブタイミングを考えなければ、機関回転数及び制御弁開度の二次元マップで設定されれば良い。さらに、本実施形態のように、吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L とが図６に示すように折れ線で設定される場合には、第１係数 e は、吸気管圧力 P_m が第２係数 g と等しくなる時を境に異なる値として設定される。

【0022】

制御弁が開度０度の時の吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L との関係式は、次式（６）の形で本吸入空気量推定装置に記憶されている。

$$K_L = a(P_m - b) + c \quad \dots (6)$$

ここで、第４係数 a 、第５係数 b 、及び、第６係数 c は、バルブタイミングを考えなければ、機関回転数の一次元マップで設定されれば良い。

【0023】

ところで、機関運転状態に応じたバルブタイミングによってバルブオーバーラップ量等が大きくなると、気筒内の排気ガスが吸気管へ逆流するために、その分、吸入空気量が減少する。逆流排気ガス量は、一般的に、バルブオーバーラップ量が大きくなるほど多くなる。また、吸気管圧力 P_m が所定値 b を超えて高くなれば、排気ガスは徐々に逆流し難くなるために、この時には、吸入空気量の減少分が徐々に少なくなる。これを考慮して、バルブタイミングが所定値 VVT_1 の時の吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L とは、図７の実線 L_{21} のように設定することができる。

【0024】

バルブタイミングが VVT_1 の場合に、制御弁 14 が開弁されて制御弁 14 を介して排気ガスが吸気管へ流入すれば、前述同様に、その分、吸入空気量 K_L が減少することとなり、制御弁開度が EA_1 及び EA_2 の時の吸気管圧力 P_m に対する吸入空気量 K_L との関係式は、それぞれ、図７の実線 L_{22} 及び L_{23} のように設定することができる。バルブタイミング毎に図７と同様なマップが必要とされる。本実施形態において、バルブタイミングは、逆流排気ガス量に対応する値として使用するものであり、単に、吸気弁と排気弁とが共に開弁している開弁期間、すなわち、バルブオーバーラップ量を意味するのではなく、同じバルブオ

オーバーラップ量でも、この間の吸気弁のリフト量が大きければ逆流排気ガス量は増加し、また、同じバルブオーバーラップ量でも、その時期が異なれば逆流排気ガス量は変化するために、これらを含めたものを意味している。

【0025】

こうして、バルブタイミングが可変とされる場合には、前述の式(5)において、第1係数 e 、第2係数 g 、及び、第3係数 r は、機関回転数及び制御弁開度だけでなく、バルブタイミングも含めた三次元マップで設定されることが好ましい。また、前述の式(6)において、第4係数 a 、第5係数 b 、及び、第6係数 c は、機関回転数だけでなく、バルブタイミングを含めた二次元マップで設定されることが好ましい。但し、第2係数 g 及び第5係数 b は、簡単のために、それぞれ機関回転数の一次元マップとしても良く、また、第2係数 g 及び第5係数 b を同じ値として機関回転数の一次元マップに設定しても良い。バルブタイミングが排気ガスの逆流を発生させないほど小さい時を除き、本実施形態のように、吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L とが図7の実線L21に示すように設定される場合には、第4係数 a は、吸気管圧力 P_m が第5係数 b と等しくなる時を境に異なる値として設定される。

【0026】

次いで、吸気管をモデル化する。吸気管内に存在する吸気及び排気ガスの質量保存則、エネルギー保存則、及び、状態方程式を使用して、吸気管圧力 P_m と吸気管内のガス温度 T_m との比における時間変化率は次式(7)によって表され、また、吸気管圧力 P_m の時間変化率は次式(8)によって表される。ここで、 V は前述した吸気管容積(m^3)であり、また、 m_c は、気筒内へ吸入される吸入ガス量(g/sec)である。

【数 5】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V} (m_t + m_{egr} - m_c) \quad \dots(7)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_e - m_c \cdot T_m) \quad \dots(8)$$

【0027】

式(7)及び式(8)は離散化され、それぞれ、次式(9)及び(10)が得られ、式(10)によって今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ が得られれば、式(9)によって今回の吸気管内の吸気温度 $T_{m(i)}$ を得ることができる。式(9)及び(10)において、離散時間 Δt は、現在の吸入ガス量 $m_{c(i)}$ を算出するためのフローチャート(図8)の実行間隔とされ、例えば8msである。

【数 6】

$$\frac{P_{m(i)}}{T_{m(i)}} = \frac{P_{m(i-1)}}{T_{m(i-1)}} + \Delta t \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_{t(i-1)} + m_{egr(i-1)} - m_{c(i-1)}) \quad \dots(9)$$

$$P_{m(i)} = P_{m(i-1)} + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V} \cdot (m_{t(i-1)} \cdot T_a + m_{egr(i-1)} \cdot T_{e(i-1)} - m_{c(i-1)} \cdot T_{m(i-1)}) \quad \dots(10)$$

【0028】

次に、図8に示すフローチャートを説明する。本フローチャートは、機関始動完了と同時に実行される。まず、ステップ101において、式(10)を使用して吸気管圧力 $P_{m(i)}$ が算出される。式(10)は、前回の吸気管圧力 $P_{m(i-1)}$ と、前回のスロットル弁通過空気量 $m_{t(i-1)}$ と、前回の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i-1)}$ と、前回の吸入ガス量 $m_{c(i-1)}$ と、前回の吸気管内の温度 $T_{m(i-1)}$ と、前回の排気ガス温度 $T_{e(i-1)}$ とに基づき、今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ を算出するようになっている。これらの初期値として、 $P_{m(i-1)}$ には大気圧 P_a

が、 $T_{m(i-1)}$ にはスロットル弁上流側の吸気温度 T_a が、また、 $T_{e(i-1)}$ には排気ガス温度がそれぞれ実測又は推定されて使用される。これらの値を使用して、 $m_{t(i-1)}$ 、 $m_{egr(i-1)}$ 、及び、 $m_{c(i-1)}$ は、以下のステップ103、104、及び、105と同様に算出された値が使用される。次回以降の排気ガス温度 T_e に関して、排気温度センサが設けられていない場合には、前回の吸入空気量 m_{air} 又は前回の燃料噴射量等に基づき推定可能である。

【0029】

次いで、ステップ102において、ステップ101において算出された今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ に基づき式(9)を使用して今回の吸気管内の吸気温度 $T_{m(i)}$ が算出される。次いで、ステップ103において、式(1)を使用して今回のスロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ が算出される。式(1)を使用するスロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ の算出において、現在のスロットル弁開度 TA は、スロットル弁が駆動装置によって駆動される場合には、駆動装置(ステップモータ)の応答遅れが考慮される。

【0030】

次いで、ステップ104において、今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ に基づき、今回の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i)}$ が、式(6)と式(5)との差として次式(11)により算出される。

$$m_{egr(i)} = a(P_{m(i)} - b) + c - (e(P_{m(i)} - g) + r) \quad \dots (11)$$

ここで、第1係数 e 、第2係数 g 、及び、第3係数 r は、前述したように、現在の機関回転数、現在の制御弁開度、現在の機関運転状態に対応するバルブタイミングに基づき設定された値が使用され、第4係数 a 、第5係数 b 、及び第6係数 c は、現在の機関回転数及び現在の運転状態に対応するバルブタイミングに基づき設定された値が使用される。ここで、第1係数 e 、第2係数 g 、第3係数 r 、第4係数 a 、第5係数 b 、及び第6係数 c は、標準大気状態に対して設定されており、ステップ102において算出された吸気管内の温度 T_m 及び大気温度 T_a 等に基づき現在の吸気管内の状態に合わせて補正される。また、現在の制御弁開度は、制御弁及びそのアクチュエータの応答遅れを考慮した現在の実際の制御

弁開度であり、この現在の制御弁開度に対して第1係数 e 、第2係数 g 、及び、第3係数 r を細かくマップ化しておいても良いが、データ記憶量を減少するため、これらが機関運転状態毎の目標制御弁開度毎にしか設定されていない場合には、二つの目標制御弁開度に対して設定された値を現在の制御弁開度に対して補完して使用することとなる。

【0031】

次いで、ステップ105において、今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ に基づき今回の吸入ガス量 $m_{c(i)}$ が算出される。この吸入ガス量 $m_{c(i)}$ は、制御弁が全閉されて吸気管内が新気により満たされている場合の吸入空気量 K_L に一致する値であり、式(6)を使用して算出される。

【0032】

吸入ガス量 $m_{c(i)}$ は、吸入排気ガス量と吸入空気量との合計であり、今回の吸入排気ガス量 $m_{egrs m(i)}$ が解かれれば、今回の吸入空気量 $m_{air(i)}$ を算出することができる($m_{air(i)} = m_{c(i)} - m_{egrs m(i)}$)。ところで、ステップ104において算出した今回の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i)}$ は、定常時であれば、今回の吸入排気ガス量 $m_{egrs m(i)}$ に一致する。しかしながら、機関過渡時では、制御弁通過排気ガスは、拡散しながら気筒内へ吸入されるために、一次遅れが発生する。また、制御弁から気筒内への輸送遅れによる無駄時間も発生する。こうして、今回の制御弁通過排気ガス量は、遅れて気筒内へ吸入されることとなる。

【0033】

一次遅れの時定数を τ とし、無駄時間を T_d とすると、現在時刻の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i)}$ を時定数 τ によりなました吸入排気ガス量は、今から無駄時間 T_d 後の吸入排気ガス量 $m_{egrs m(i+T_d/\Delta t)}$ となる。

$$m_{egrs m(i+T_d/\Delta t)} = \Delta t / \tau (m_{egr(i)} - m_{egrs m(i+T_d/\Delta t-1)}) \quad \dots (12)$$

【0034】

こうして、式(12)を使用して吸入排気ガス量 $m_{egrs m}$ を算出して記憶しておけば、ステップ106において、現在の吸入排気ガス量 $m_{egrs m(i)}$

を呼び出すことができる。

【0035】

次いで、ステップ107では、今回の吸入ガス量 $m_{c(i)}$ から今回の吸入排気ガス量 $m_{egrs(i)}$ を減算することにより、今回の吸入空気量 $m_{air(i)}$ を算出する。

【0036】

次いで、ステップ108においては、今回の吸気管圧力 $P_{m(i)}$ が前回の吸気管圧力 $P_{m(i-1)}$ とされ、ステップ109では、今回の吸気管内のガス温度 $T_{m(i)}$ が前回の吸気管内のガス温度 $T_{m(i-1)}$ とされる。さらに、ステップ110では、今回のスロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ が前回のスロットル弁通過空気量 $m_{t(i-1)}$ とされ、ステップ111では、今回の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i)}$ が前回の制御弁通過排気ガス量 $m_{egr(i-1)}$ とされ、ステップ112では、今回の吸入ガス量 $m_{c(i)}$ が前回の吸入ガス量 $m_{c(i-1)}$ とされる。

【0037】

こうして、吸入空気量 m_{air} は、制御弁の開度及びバルブタイミングを考慮して、機関始動完了と同時に逐次算出される吸気管圧力 P_m に基づき、逐次推定されることとなる。

【0038】

ところで、機関定常時においては、この機関定常時の吸気管圧力 P_{mta} を使用して、スロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ は、次式(13)により算出可能である。

【数7】

$$m_{t(i)} = (e(P_{mta} - g) + r) \cdot \frac{\Phi(P_{m(i)}/Pa)}{\Phi(P_{mta}/Pa)} \quad \dots(13)$$

【0039】

本フローチャートのステップ103において、式(1)に代えて、式(13)を使用してスロットル弁通過空気量 $m_{t(i)}$ を算出しても良い。ここで、機関定

常時の吸気管圧力 P_{mta} は、今回の過渡終了時におけるスロットル弁開度、機関回転数、制御弁開度、及び、バルブタイミングに基づいて予めマップ化しておくことができる。

【0040】

こうして、機関回転数とバルブタイミングとの組み合わせ毎に異なる式 (6) を使用して吸入ガス量が算出され、機関回転数とバルブタイミングと制御弁開度との組み合わせ毎に異なる式 (5) を使用して吸入空気量が算出される。こうして算出された吸入ガス量と吸入空気量との差は制御弁通過排気ガス量となり、この制御弁通過排気ガス量に基づき吸入排気ガス量が算出される。次いで、吸入ガス量から吸入排気ガス量を減算することによって吸入空気量を算出することができるのである。

【0041】

式 (6) 及び式 (5) は、特定排気量の内燃機関に合わせた吸入ガス量及び吸入空気量を表すものとしたが、任意の排気量の内燃機関に適合させるために、式 (6) は、吸入ガス量相当値として、制御弁閉弁時の負荷率 (吸入空気量 / (一気筒分容積 * 標準状態空気密度)) 又は吸気充填効率を表すものとし、また、式 (5) は吸入空気量相当値として負荷率又は吸気充填効率を表すものとしても良い。

【0042】

ところで、式 (5) に関しては三次元マップが必要であり、多量のデータを記憶しなければならない。ここで、制御弁 14 を通過する排気ガス量 m_{egr} は、式 (3) に示すように、主に、吸気管圧力 P_m と制御弁 14 の直下流側の排気圧力 P_e とにより支配される。一方、同一吸気管圧力及び同一機関回転数では、バルブタイミングに対する吸入空気量の変化は小さいと考えることができ、吸入空気量が増加しなければ、吸気管圧力 P_m 及び排気圧力 P_e も変化しない。すなわち、制御弁通過排気ガス量 m_{egr} は、バルブオーバーラップの有無及びバルブタイミングの変化によっては殆ど変化せずに一定であると近似することができる。

【0043】

こうして、図6及び7において、バルブオーバーラップ量が0の場合における各吸気管圧力 P_m に対する制御弁通過排気ガス量 (L_{11} と L_{12} との差、 L_{11} と L_{13} との差、又は L_{12} と L_{13} との差) と、バルブタイミングがVVT1の場合における各吸気管圧力 P_m に対する制御弁通過排気ガス量 (L_{21} と L_{22} との差、 L_{21} と L_{23} との差、又は L_{22} と L_{23} との差) とは、ほぼ同じであると考えて良い。

【0044】

すなわち、任意の吸気管圧力 P_m における任意の二つの制御弁開度に対しての吸入空気量の差 (又は吸入ガス量と吸入空気量との差) は、バルブタイミングに係らずに一定とすることができる。こうして、例えば、バルブオーバーラップ量が0の場合においてだけ制御弁開度毎に吸気管圧力 P_m に対する吸入空気量 K_L を設定すれば、他のバルブタイミングに対しては、特定の制御弁開度に対してだけ吸気管圧力 P_m に対する吸入空気量 K_L を設定すれば良い。

【0045】

図9を使用して具体的に説明すると、実線で示すようにバルブタイミング毎に制御弁開度0の時の吸気管圧力 P_m に対する吸入ガス量 m_c の関係式を設定し、バルブオーバーラップ量が0の場合に関しては、制御弁開度毎の吸気管圧力 P_m に対する吸入空気量 K_L の関係式を設定する。バルブオーバーラップ量が0の場合においては、各制御弁開度に対して対応する関係式を使用して任意の吸気管圧力に対する吸入ガス量を算出するが、他の任意のバルブタイミングに対して任意の制御開度における任意の吸気管圧力に対する吸入空気量 K_L を算出する際には、バルブオーバーラップ量が0の場合において制御弁開度0と任意の制御弁開度とにおける任意の吸気管圧力に対する吸入ガス量と吸入空気量との差、すなわち、制御弁通過排気ガス量を算出し、この制御弁通過排気ガス量を任意のバルブタイミングに対して制御弁開度0の任意の吸気管圧力に対する吸入ガス量から減算することとなる。

【0046】

すなわち、バルブタイミングがVVT1の場合において制御弁開度EA1における吸気管圧力 P_{m1} に対する吸入空気量は、バルブオーバーラップ量が0の場

合において制御弁開度 0 (L 1 1) と制御弁開度 E A 1 (L 1 2) とにおける吸気管圧力 P m 1 に対する吸入空気量差 D 1 を算出し、この吸入空気量差 D 1 をバルブタイミングが V V T 1 の場合において制御弁開度 0 (L 2 1) の吸気管圧力 P m 1 に対する吸入空気量から減算することとなる。また、バルブタイミングが V V T 1 の場合において制御弁開度 E A 1 における吸気管圧力 P m 2 に対する吸入空気量は、バルブオーバーラップ量が 0 の場合において制御弁開度 0 (L 1 1) と制御弁開度 E A 1 (L 1 2) とにおける吸気管圧力 P m 2 に対する吸入空気量差 D 2 を算出し、この吸入空気量差 D 2 をバルブタイミングが V V T 1 の場合において制御弁開度 0 (L 2 1) の吸気管圧力 P m 2 に対する吸入空気量から減算することとなる。こうして、バルブタイミングが V V T 1 の場合における制御弁開度 E A 1 に対する吸気管圧力と吸入空気量 K L との関係は、点線 L 2 2' のように設定されているのと同じとなる。

【0047】

このように吸気管圧力と吸入空気量との関係式を設定する場合には、図 8 のフローチャートのステップ 104 においては、次式 (14) により制御弁通過排気ガス量 m e g r を算出することとなる。

$$m e g r = a 2 1 (P m - b 2 1) + c 2 1 - (a 1 1 (P m - b 1 1) + c 1 1 - (e 1 2 (P m - g 1 2) + r 1 2)) \dots (14)$$

ここで、第 3 係数 a 2 1、第 4 係数 b 2 1、第 5 係数 c 2 1 は、制御弁開度 0 に対して現在の機関回転数と現在のバルブタイミングとに応じて定められた値である。また、第 3 係数 a 1 1、第 4 係数 b 1 1、第 5 係数 c 1 1 は、制御弁開度 0 とバルブオーバーラップ量を 0 とするバルブタイミングとに対して現在の機関回転数に応じて定められた値である。また、第 1 係数 e 1 2、第 2 係数 g 1 2、第 3 係数 r 1 2 は、現在の制御弁開度とバルブオーバーラップ量を 0 とするバルブタイミングとに対して現在の機関回転数に応じて定められた値である。ここで、バルブオーバーラップ量 0 における制御弁開度 0 の時と任意の制御弁開度の時との間の吸気管圧力毎の吸入空気量差 (例えば、a 1 1 (P m - b 1 1) + c 1 1 - (e 1 2 (P m - g 1 2) + r 1 2)) は、制御弁開度と吸気管圧力とに基

づき予めマップ化しておいても良い。

【0048】

このような考え方において、基準となるバルブタイミングはバルブオーバーラップ量を0とするものではなく、特定バルブタイミングとして良く、また、基準となる制御弁開度も0ではなく、特定制御弁開度としても良い。このようにして、前述の式(5)において、第1係数 e 、第2係数 g 、及び、第3係数 r は、特定バルブタイミング(例えば、バルブオーバーラップ量0)に対して機関回転数及び制御弁開度の二次元マップで設定されれば良く、三次元マップに比較して記憶するデータ量をかなり低減することができる。また、前述の式(6)において、第4係数 a 、第5係数 b 、及び、第6係数 c は、特定制御弁開度(例えば、開度0)に対して機関回転数とバルブタイミングとの二次元マップで設定される。ここで、前述したように、第2係数 g 及び第5係数 b に関しては、機関回転数の一次元マップとしても良い。

【0049】

このようにして、現在における吸入空気量 $mair(i)$ の正確な推定が可能となる。ところで、燃焼空燃比を正確に制御するためには、燃料噴射を開始する以前に気筒内への正確な吸入空気量を推定して、燃料噴射量を決定しなければならない。しかしながら、正確な吸入空気量を推定するためには、厳密には、吸気弁閉弁時における吸入空気流量を算出しなければならない。すなわち、燃料噴射量を決定する時において、現在の吸入空気量 $mair(i)$ ではなく、吸気弁閉弁時における吸入空気量 $mair(i+n)$ を算出しなければならない。これは、図1に示すような吸気枝管3に燃料を噴射する内燃機関だけでなく、吸気行程において筒内へ直接燃料を噴射する内燃機関においても同様である。

【0050】

そのためには、現在において、現在のスロットル弁開度 $TA(i)$ だけでなく、吸気弁閉弁時までの時間 Δt 毎のスロットル弁開度 $TA(i+1)$ 、 $TA(i+2)$ 、 \dots 、 $TA(i+n)$ に基づき、式(1)において $\mu \cdot A$ を変化させ、又は、式(4)において P_{mTA} を変化させ、各時間のスロットル弁通過空気量 mt を算出することが必要となる。

【0051】

各時間のスロットル弁開度 TA は、現在の時間に対するアクセルペダルの踏み込み変化量に基づき、この踏み込み変化量が吸気弁閉弁時まで持続するとして、各時間のアクセルペダルの踏み込み量を推定し、それぞれの推定踏み込み量に対して、スロットル弁アクチュエータの応答遅れを考慮して決定することが考えられる。この方法は、スロットル弁がアクセルペダルと機械的に連結されている場合にも適用することができる。

【0052】

しかしながら、こうして推定される吸気弁閉弁時におけるスロットル弁開度 $TA(i+n)$ は、あくまでも予測であり、実際と一致している保証はない。吸気弁閉弁時におけるスロットル弁開度 $TA(i+n)$ を実際と一致させるために、スロットル弁を遅れ制御するようにしても良い。アクセルペダルの踏み込み量が増加した時に、アクチュエータの応答遅れによって、スロットル弁開度は遅れて変化するが、この遅れ制御は、このスロットル弁の応答遅れを意図的に増大させるものである。

【0053】

例えば、機関過渡時において、燃料噴射量を決定する時における現在のアクセルペダルの踏み込み量に対応するスロットル弁開度が、吸気弁閉弁時に実現されるように、実際の応答遅れ（無駄時間）を考慮してスロットル弁のアクチュエータを制御すれば、現在から吸気弁閉弁時までの時間毎のスロットル弁開度 $TA(i)$ 、 $TA(i+1)$ 、 \dots 、 $TA(i+n)$ を正確に把握することができる。さらに具体的に言えば、アクセルペダルの踏み込み量が増加する時には、直ぐにアクチュエータへ作動信号を発するのではなく、燃料噴射量を決定する時から吸気弁閉弁時までの時間から無駄時間を差し引いた時間だけ経過した時にアクチュエータへの作動信号を発するようにするのである。もちろん、現在のアクセルペダルの踏み込み量に対応するスロットル弁開度を、吸気弁閉弁時以降に実現するようにスロットル弁の遅れ制御を実施しても良い。

【0054】

ところで、吸気通路 4 には、エアフローメータ 7 が配置されている。図 10 は

エアフローメータ 7 の断面モデルを示している。エアフローメータ 7 は、熱線 7 a の周囲を吸気が通過する際に熱線 7 a から奪われる熱量がこの吸気量、すなわち、スロットル弁通過空気量に応じて変化するのを利用してスロットル弁通過空気量を検出するものである。こうして、エアフローメータ 7 の出力に基づきマップ等からスロットル弁通過空気量 $G A(i)$ (このマップ値には、算出されるスロットル弁通過空気量 $m t(i)$ と区別するために異なる記号を付する) を得ることができる。

【0055】

しかしながら、一般的なエアフローメータにおいて、熱線 7 a の回りにはガラス層 7 b が設けられていて、このガラス層 7 b の熱容量は比較的大きい。それにより、実際のスロットル弁通過空気量の変化に対してエアフローメータ 7 の出力は直ぐには変化せずに応答遅れが発生する。この応答遅れを見越してエアフローメータの出力から実際のスロットル弁通過空気量 $m t(i)$ を算出することを考える。

【0056】

現在の熱線 7 a の温度を $T h$ とすると、熱線 7 a からガラス層 7 b へ伝達される熱量と、ガラス層 7 b から吸気へ伝達される熱量とは等しいために、ガラス層 B の温度変化量 $d T g / d t$ は次式 (15) のように表すことができる。

【数 8】

$$C \cdot \frac{d}{dt} T g = D \cdot (T h - T g) - (E + F \sqrt{m t}) \cdot (T h - T a) \quad \dots(15)$$

【0057】

ここで、C、D、E、及び F は、熱線 7 a の断面積、長さ、及びその抵抗率や、ガラス層 7 b と熱線 7 a との間の熱伝達率、ガラス層 7 b と吸気との間の熱伝達率等に応じて決定される定数である。式 (15) において、定常運転時には、ガラス層 7 b と、熱線 7 a 及び吸気との間の熱の授受が無くなるために、ガラス層 7 b の温度変化量 $d T g / d t$ 、すなわち、式 (15) の右辺は 0 になり、ま

た、この時、スロットル弁通過空気量のマップ値 GA と算出値 mt とは等しくなる。この条件により、 GA を熱線 7 a の温度 T_h 、ガラス層 7 b の温度 T_g 、及び、吸気温度 T_a により表して、式 (15) においてガラス層 7 b の温度 T_g を消去することにより、次式 (16) を得ることができる。

【数 9】

$$mt_{(i)} = \left\{ \sqrt{GA_{(i)}} + \frac{\alpha}{\Delta t} \cdot \frac{\sqrt{GA_{(i)}} - \sqrt{GA_{(i-1)}}}{\beta + \sqrt{GA_{(i)}}} \right\}^2 \quad \dots(16)$$

【0058】

式 (16) において、 α 及び β は、前述の定数 C 、 D 、 E 、及び F によって定まる定数であり、こうして、スロットル弁通過空気 $mt_{(i)}$ は、エアフロメータの応答遅れを考慮して、現在のエアフロメータ 7 の出力に基づくスロットル弁通過空気量のマップ値 $GA_{(i)}$ と、前回のエアフロメータ 7 の出力に基づくスロットル弁通過空気量のマップ値 $GA_{(i-1)}$ とに基づいて算出することができる。

【0059】

エアフロメータ 7 の出力は機関定常時において信頼性が高く、それにより、機関定常時には、式 (16) を使用して算出される現在のスロットル弁通過空気量 $mt_{(i)}$ は、式 (1) 又は (13) により算出されるスロットル弁通過空気量よりも信頼性が高い。こうして、機関定常時には、式 (16) により算出された前回のスロットル弁通過空気量 $mt_{(i-1)}$ を使用して、式 (10) において今回の吸気管圧力 $Pm_{(i)}$ を算出すると共に式 (9) において今回のスロットル弁下流側の吸気温度 $Tm_{(i)}$ を算出して、今回の吸入空気量 $mair_{(i)}$ を算出することが好ましい。

【0060】

それにより、図 8 に示すフローチャートを使用して、現在の吸入空気量 $mair_{(i)}$ 及び吸気弁閉弁時の吸入空気量 $mair_{(i+n)}$ を算出すると共に、前述のよ

うに式(16)に基づき現在の吸入空気量 $mair_f(i)$ を逐次算出し、吸気弁閉弁時の吸入空気量を、 $mair(i+n)-mair(i)+mair_f(i)$ により算出するようにしても良い。このような算出方法により、機関定常時には、同じモデル式に基づき同じスロットル弁開度として算出される $mair(i+n)$ と $mair(i)$ とが確実に相殺され、エアフローメータの出力に基づき算出される正確な現在の吸入空気量が、吸気弁閉弁時の吸入空気量として得られる。

【0061】

また、機関過渡時には、 $mair(i)$ と $mair_f(i)$ とがほぼ相殺されるために、 $mair(i+n)$ として算出された吸気弁閉弁時の吸入空気量を得ることが出来る。以上は、エアフローメータを有する実施形態を説明したが、吸気管内に圧力センサを配置して、吸入空気量の算出に使用する吸気管圧力 P_m を、計算値ではなく、圧力センサの出力値としても良い。また、前述したように、機関回転数(及びバルブタイミング)に対して、制御弁開度毎の吸気管圧力と吸入空気量との関係式をマップ化するのではなく、制御弁開度毎に吸気管圧力に対する制御弁通過排気ガス量をマップ化して記憶するようにしても良い。

【0062】

【発明の効果】

本発明による内燃機関の吸入空気量推定装置によれば、第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力と気筒内への吸入ガス量に相当する吸入ガス量相当値との間の第一関係式と、第二バルブタイミングの場合における吸気管圧力と吸入ガス量相当値との間の第二関係式とを有し、第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力に基づく特定開度の制御弁を通過する再循環排気ガス量の相当値を機関定常時における気筒内への吸入排気ガス量に相当する吸入排気ガス量相当値として算出し、吸入排気ガス量相当値に基づき第一関係式を使用して第一バルブタイミングの場合における制御弁が特定開度の時の吸入空気量を算出し、吸気管圧力に基づく特定開度における吸入排気ガス量相当値はバルブタイミングに係らずに同じであるとして、吸入排気ガス量相当値に基づき第二関係式を使用して第二バルブタイミングの場合における制御弁が特定開度の時の吸入空気量を算出している。それにより、第一バルブタイミング及び第二バルブタイミ

ングのそれぞれの時において、制御弁が特定開度の時の吸入空気量を吸気管圧力に基づき算出することができる。

【0063】

また、本発明によるもう一つの内燃機関の吸入空気量推定装置によれば、機関定常時には吸気管圧力に基づく制御弁を通過する再循環排気ガス量が気筒内への吸入排気ガス量となるとし、機関定常時における吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L との関係式を、第1係数 e と、第2係数 g と、第3係数 r とを使用して、 $K_L = e(P_m - g) + r$ により近似し、第1係数 e と第3係数 r とが機関回転数とバルブタイミングと制御弁の開度とに応じて予め定められており、第2係数 g が機関回転数とバルブタイミングと制御弁の開度のうちの少なくとも機関回転数に応じて予め定められており、対応する第1係数 e と第2係数 g と第3係数 r とに基づく関係式を使用して吸入空気量を算出するようになっている。それにより、任意のバルブタイミング及び任意の制御弁の開度に対しての吸入空気量を吸気管圧力に基づき算出することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明による吸入空気量推定装置が取り付けられる内燃機関の概略図である。

【図2】

スロットル弁開度 T_A と流量係数 μ との関係を示すマップである。

【図3】

スロットル弁開度 T_A とスロットル弁の開口面積 A との関係を示すマップである。

【図4】

吸気管圧力 P_m と大気圧 P_a との比と、関数 Φ との関係を示すマップである。

【図5】

吸気管圧力 P_m と制御弁通過排気ガス量 m_{egr} との関係を示すグラフである。

【図6】

バルブオーバーラップ量が0の場合における制御弁開度毎の吸気管圧力 P_m と

吸入空気量 K_L との関係式を示している。

【図 7】

バルブタイミングが所定値の場合における制御弁開度毎の吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L との関係式を示している。

【図 8】

吸入空気量を算出するためのフローチャートである。

【図 9】

制御弁開度 0 の場合におけるバルブタイミング毎の吸気管圧力 P_m と吸入空気量 K_L との関係式を示している。

【図 1 0】

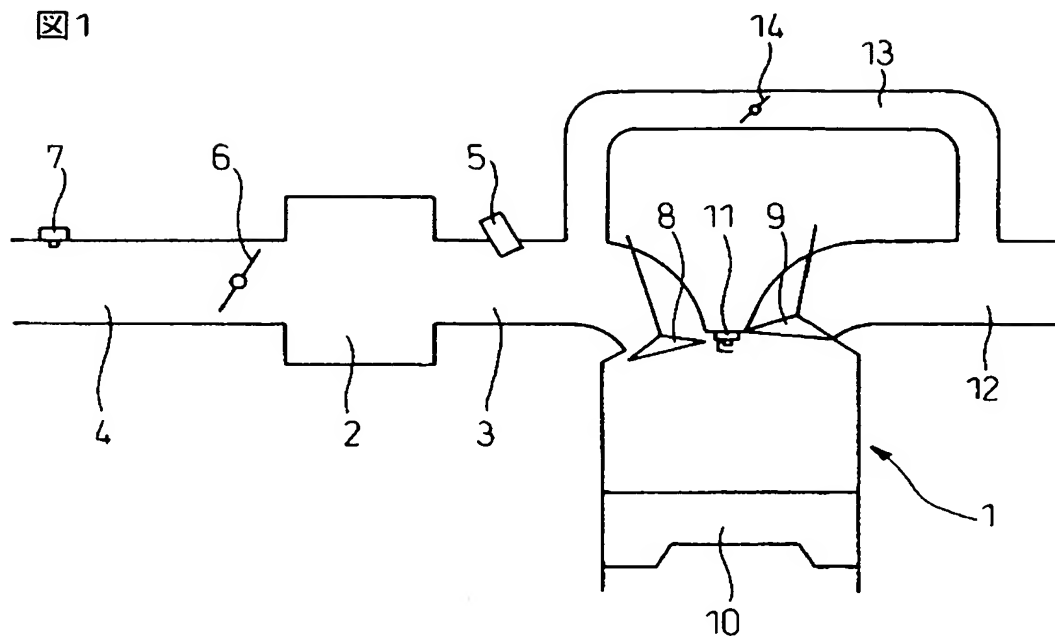
エアフローメータの断面モデルを示す図である。

【符号の説明】

- 1 … 機関本体
- 2 … サージタンク
- 3 … 吸気枝管
- 4 … 吸気通路
- 6 … スロットル弁
- 7 … エアフローメータ
- 8 … 吸気弁
- 1 3 … 排気再循環通路
- 1 4 … 制御弁

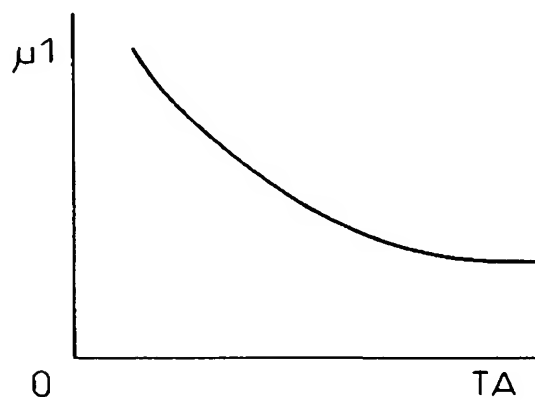
【書類名】 図面

【図 1】

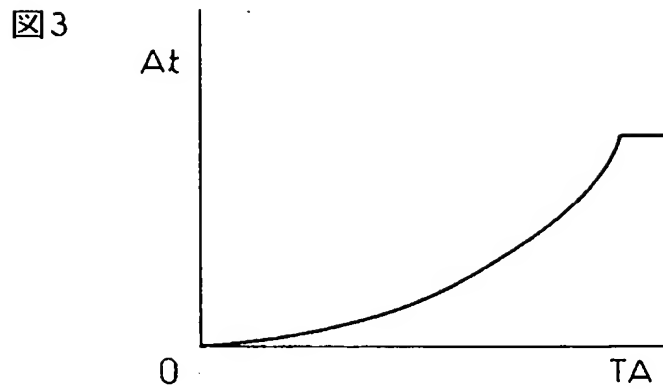


【図 2】

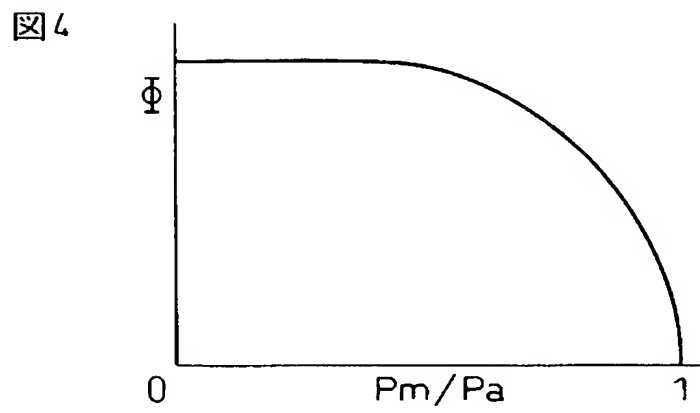
図 2



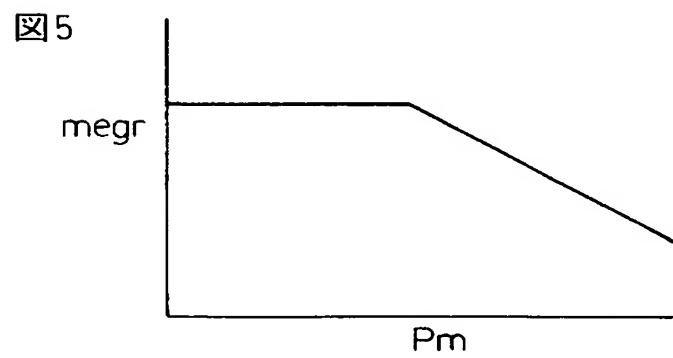
【図 3】



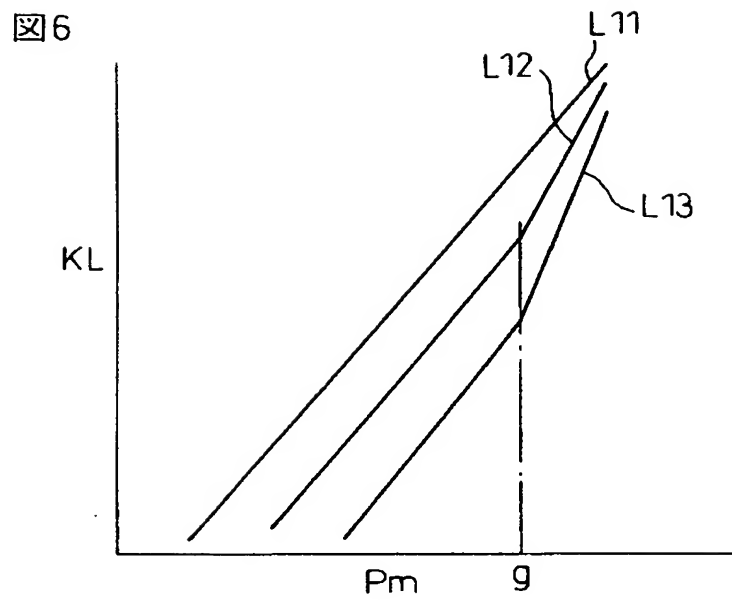
【図 4】



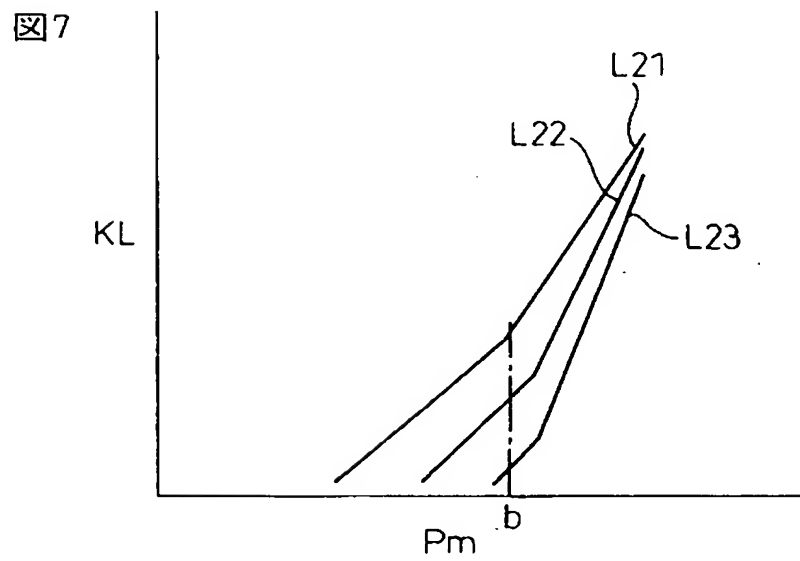
【図 5】



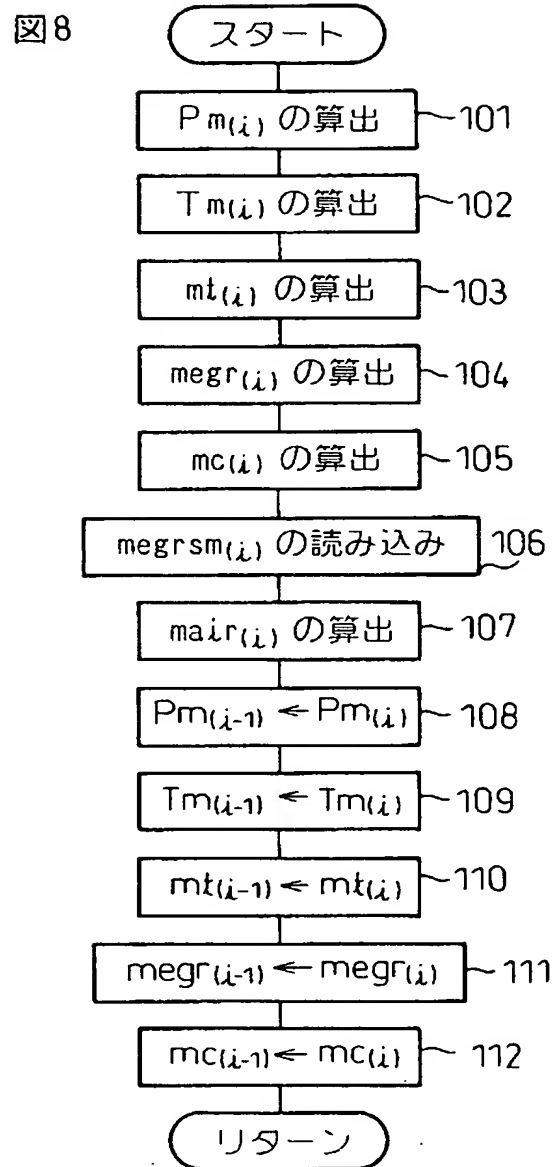
【図 6】



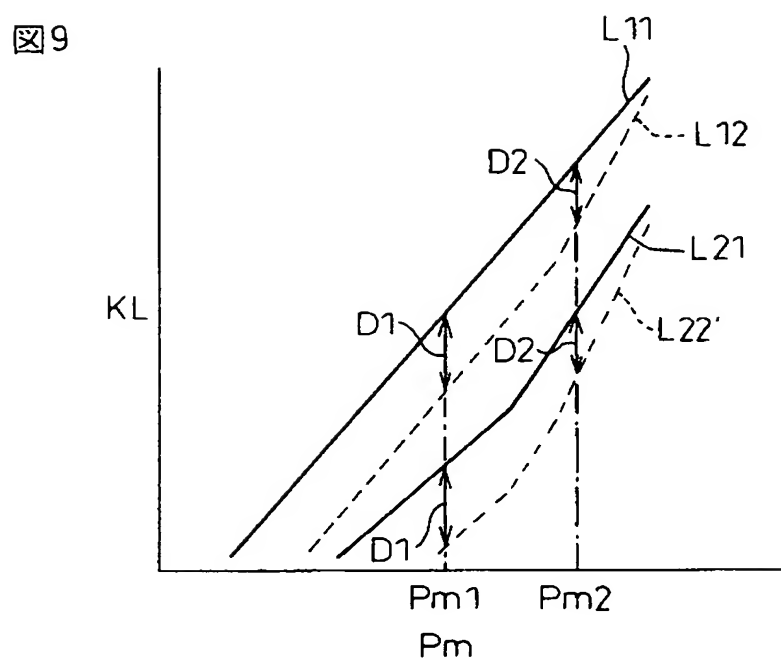
【図 7】



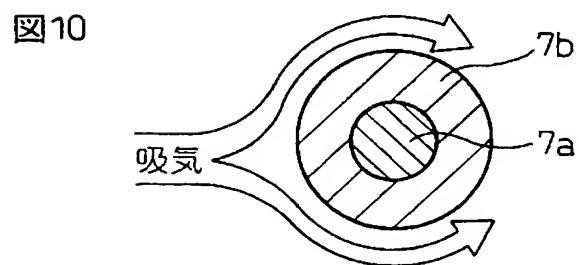
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 バルブタイミングが少なくとも二段階に可変とされ、制御弁を備える排気再循環通路がスロットル弁の下流側の吸気管へ接続されている内燃機関の吸入空気量推定装置において、吸気管圧力に基づいて吸入空気量を推定する。

【解決手段】 第一バルブタイミングと第二バルブタイミングとの場合における吸気管圧力と吸入ガス量との間の第一関係式 L_{11} と第二関係式 L_{21} とを有し、第一バルブタイミングの場合における吸気管圧力 P_{m1} に基づく特定開度の制御弁を通過する再循環排気ガス量を吸入排気ガス量 D_1 として算出し、この吸入排気ガス量は、バルブタイミングに係らずに同じであるとして、第二関係式を使用して第二バルブタイミングの場合における吸入空気量を算出する。

【選択図】 図 9

特願 2 0 0 2 - 3 6 5 5 8 4

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社